

Методика испытаний по определению компонентов объемных потерь блоков питания

Волков А. А.*, Мищенко В. Ю.**

Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), МАИ, Волоколамское шоссе, 4, Москва, А-80, ГСП-3, 125993, Россия

**e-mail: aa_volkov@scac.ru*

***e-mail: vicl03@mai.ru*

Аннотация:

Изложена методика определения энергетической эффективности гидромашин объемного типа. Введены параметры режимов работы гидромашин в виде безразмерных комплексов связанных с оборотами вала гидромашин, давлением нагнетания, параметром регулирования, температурой рабочей жидкости и др. Такая модель гидромашин позволяет определить области работы гидромашин с КПД близким к максимальному и определить целесообразные параметры режимов разгрузки по расходу и давлению.

Ключевые слова: гидромашин, аксиально-поршневой насос, коэффициенты режима работы, объемные и механические потери, КПД, разгрузка по расходу и давлению, коэффициент трения, коэффициент объемных потерь, параметры регулирования гидромашин.

Блоки питания гидравлических систем летательных аппаратов работают в широком диапазоне подач и, как правило, состоят из нескольких насосов. Несмотря на

высокий КПД насосов переменной подачи на номинальных режимах работы, в области малых подач происходит его существенное снижение. Повышение энергетической эффективности гидрокомплекса летательных аппаратов связано с применением новых технических решений по разгрузке блоков питания по расходу и давлению одновременно. Для количественной оценки энергетической эффективности блоков питания гидросистем ЛА и конструктивных параметров как системы разгрузки, так и системы терморегулирования требуется разработка методики определения компонентов объемных и механических потерь.

Определение потребляемого расхода в гидравлических системах самолетов производится несколькими методами.

1. При лабораторных испытаниях гидросистем на натурных стендах с нагрузками на исполнительных органах равными эксплуатационным.

Расходомер устанавливается в линии слива и измеряется расход во всей гидросистеме в течение заданного цикла срабатывания исполнительных органов. Такой метод замера потребляемого расхода в течение «полета» весьма удобен, однако может привести к существенным ошибкам из-за несоответствия заданных нагрузок эксплуатационным (для потребителей эпизодического действия), а также несоответствия амплитуды и частоты перекладки гидроусилителей (системы управления).

2. При летных испытаниях гидросистем замер расхода производится косвенным путем посредством записи перемещения штоков гидроусилителей и силовых цилиндров в течение полета, а затем производится расчет расходов, необходимых для совершения этих перемещений. Данный метод определения потребляемого расхода надежен и более достоверен чем предыдущий, т.к. перемещения органов про-

исходят с эксплуатационной нагрузкой, требуемыми амплитудой и частотой. При таком методе не учитываются утечки жидкости в исполнительных механизмах и распределительных устройствах, которые могут достигать значительных величин (до 10% от номинального расхода через гидроагрегат). Для точного замера потребляемого расхода необходимо проводить специальные летные испытания с установкой соответствующей аппаратуры [1].

На стадии эскизного проектирования гидросистемы потребный расход определяется для силовых потребителей по требуемому времени срабатывания и площади силовых цилиндров. Для системы управления используют статистические данные о частоте и силе порывов ветра на соответствующих высотах и пересчитывают перемещения исполнительных органов, необходимые для компенсации этих порывов. При этом учитывается коэффициент распределения мощности по отдельным каналам управления.

Одним из способов определения потребных мощностей является способ с использованием расходных характеристик насосов, когда по известному давлению, которое осциллографируется в течение полета, определяется подача насоса. Этот метод требует снятия расходной характеристики насоса перед испытаниями и записи скорости вращения вала насоса в течение полета. Необходимо отметить, что данный способ является очень приблизительным, может использоваться только для насосов имеющих сравнительно большой наклон характеристики в диапазоне регулирования и незначительное изменение расходной характеристики от температуры жидкости.

При анализе режимов потребления время полета можно разбить на ряд этапов, на которых обороты маршевого двигателя остаются постоянными, а, следовательно, располагаемая подача насосов остается постоянной. К таким режимам обычно относят рулежку, взлет, крейсерский полет, маневр или воздушный бой, посадку и т.д. Суммарное время срабатывания всех потребителей гидравлической энергии (за исключением системы управления) обычно не превышает 2...4% от общего времени полета [2].

Для определения загруженности блока питания может быть использовано отношение работ: действительно совершаемой блоком питания за время полета к располагаемой, т.е. к той работе, которую мог бы выполнить блок питания, если бы он работал при располагаемой мощности. Разумеется, существуют и другие параметры, такие как: температура рабочей жидкости, потери давления в магистралях гидросистемы и т.д., оказывающие влияние на работу гидросистемы.

Работа, выполняемая блоком питания за полет, зависит от типа летательного аппарата, например, для легкого маневренного самолета (истребителя) она составляет 0,25...0,45 от располагаемой, а для тяжелого дозвукового самолета - 0,03...0,25 от располагаемой. Причем, 10% полетного времени для тяжелого дозвукового самолета отбираемая мощность составляет больше 20% от располагаемой, а для 90% полетного времени мощность блока питания меньше 20% от располагаемой. Структура гидрокомплекса может быть такой, что независимые гидросистемы на одном и том же летательном аппарате имеют различную загруженность.

Определение компонентов объемных и механических потерь в гидравлических насосах блоков питания позволяет определить тепловой режим гидромашины,

нагрузку на элементы конструкции, многие из которых (опоры поршней, плоский неподвижный золотник, торцевое уплотнение) представляют собой гидростатические подшипники. Кроме того, правильно выбрать структуру системы разгрузки по давлению и расходу, что приведет к уменьшению некоторых компонентов потерь.

При экспериментальных и теоретических исследованиях необходимо разбить конструкцию гидромашины на отдельные группы - механизмы подачи, распределения, регулирования и на различных режимах работы определить объемные потери для каждого механизма [3]. Некоторые сложные механизмы насоса, такие как, например, механизм подачи, в свою очередь имеют несколько видов объемных потерь: утечки по поршневой группе, утечки в гидростатических опорах поршней, потери, связанные со сжимаемостью рабочей жидкости, потери в фазе всасывания из-за недозаполнения рабочего объема, наличием люфтов и деформации деталей гидромашины.

Механические потери возникают в результате контактного (кулоновского) трения в сопряженных парах и вязкостного (ньютоновского) трения между поверхностями, разделенными жидкостными пленками и во многом определяются конструктивными особенностями гидромашины.

К механическим потерям можно отнести: потери на трение между поршнями и стенками цилиндров, между гидростатической опорой и наклонной шайбой, между блоком цилиндров и распределителем, потери на трение в подшипниках вала, на перемешивание рабочей жидкости в корпусе насоса и др.

Существуют два способа определения потерь: аналитический и экспериментальный. В аналитических расчетных соотношениях используются параметры: зазо-

ры, эксцентриситет, коэффициенты трения и другие. Эти параметры в реальных условиях изменяются с большой частотой и зависят от конструктивных особенностей, температурного поля в зазорах и допусков на изготовление деталей. Вычисление компонентов потерь по аналитическим зависимостям без учета названных факторов дает большую погрешность.

В качестве примера можно привести определение утечек через механизм распределения плоским неподвижным золотником, который является одновременно гидростатической опорой блока цилиндров. При проектировании насоса параметры гидростатического подшипника выбирают при условии некоторого превышения (5...8%) сил прижима над силами отжима, а параметры толщины масляной пленки (зазора) получают, проведя расчет термогидравлического клина, который возникает в результате относительной скорости опорных поверхностей блока и распределителя. В процессе работы насоса, из-за изменения с поршеньковой частотой суммарной прижимающей силы и точки ее приложения, происходит самоустановка блока под некоторым углом к опорной поверхности распределителя и изменение данного зазора с некоторой частотой. Аналитически рассчитать утечки при таких условиях чрезвычайно сложная задача.

В практике хорошо зарекомендовали методы определения компонентов объемных и механических потерь через критерии подобия или безразмерные комплексы, которые характеризуют режим работы гидромашины [2,3]. Коэффициенты подобия режимов работы гидромашины связаны со статистическими коэффициентами отдельных видов потерь, которые определяются на основе экспериментальных ис-

следований насосов различного типа. В качестве основных безразмерных комплексов используются следующие параметры режимов работы:

- коэффициенты режима работы гидромашин

$$\lambda = \frac{\mu \cdot \omega}{\Delta p}, \quad \sigma = \frac{\omega \cdot \sqrt[3]{W_T}}{\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}}$$

- параметр регулирования $\alpha = \frac{\gamma}{\gamma_{\max}}$.

Где γ и γ_{\max} - текущее и максимальное значение параметра регулирования,

μ - динамическая вязкость жидкости,

ω - частота вращения вала насоса,

ρ - плотность жидкости,

W_T - теоретическая удельная подача гидромашин,

$\Delta p = p_n - p_{вс}$ - перепад давления между линиями нагнетания и всасывания.

Первый коэффициент широко применяется в несколько ином виде в теории смазки и представляет собой аналог толщины масляной пленки, имеющейся между трущимися поверхностями, и характеризует несущую способность гидравлического масляного клина. Второй коэффициент характеризует относительные размеры гидромашин и представляет собой отношение окружной скорости к скорости жидкости в зазорах сопряженных пар.

Таким образом, в процессе экспериментальных исследований устанавливается связь между параметрами режима работы насоса и коэффициентами отдельных ви-

дов потерь, которые характеризуют степень конструктивного и технологического совершенства гидромашины.

На практике при проведении экспериментальных исследований наибольшая сложность возникает при определении именно компонентов потерь, поскольку для этого приходится применять различные технологические приемы, которые в свою очередь, могут вносить дополнительные погрешности. Для повышения точности и уменьшения погрешности, в разумных пределах, совмещают аналитические методы определения компонентов потерь с экспериментальными. Для этой цели определяют компоненты некоторых объемных и механических потерь в статических режимах работы, определяют нагрузки на элементы, связанные с данными компонентами потерь, проводят экспериментальные исследования и пытаются установить связь между критериями подобия и полученными из эксперимента результатами.

Проводились экспериментальные исследования, связанные с объемными потерями через механизм регулирования насоса. От работоспособности этого механизма во многом зависят пульсации давления в линии нагнетания и забросы давления при срабатывании потребителей гидравлической энергии и ресурс насоса.

Работа системы разгрузки насоса по давлению и расходу приводит к изменению схемы системы регулирования – происходит переход с системы дифференциально-дрессельного типа на регулятор прямого действия и, наоборот. Этот переход сопровождается изменением нагрузок на регуляторе подачи и изменением компонентов объемных потерь, величину которых требуется определить для указанных режимов работы.

Рассмотрим влияние коэффициента изогональности и параметра регулирования на общий КПД насоса.

Введем понятие характерного линейного размера гидромашины - $D = \sqrt[3]{W}$, где W - удельная теоретическая подача насоса (для гидромотора - рабочий объем).

Эквивалентный зазор - δ , т.е. такой зазор, потери энергии в котором равны одноименным потерям энергии во всех зазорах рассматриваемой гидромашины. Величина относительного зазора влияет на величину внутренних утечек рабочей жидкости и потери вязкого трения. Для распространенных геометрических соотношений может быть рекомендована, исходя из минимума указанных потерь мощности, величина относительного зазора

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d_n} = 10^{-3}.$$

В общем случае можем записать, что полный КПД гидромашины есть отношение выходной (полезной) мощности к входной (затраченной) [4]

$$\eta = \frac{N_{\text{вых}}}{N_{\text{вх}}} = \frac{(p_n - p_{\text{вс}})Q}{M\omega}, \text{ где}$$

$p_n, p_{\text{вс}}$ - давление рабочей жидкости в линиях нагнетания и всасывания, соответственно;

Q - расход рабочей жидкости в линии нагнетания (эффективная подача насоса);

M - момент на входном валу насоса;

ω - рабочий объем (удельная теоретическая подача) гидромашины.

Объемный и механический КПД насоса равны, соответственно,

$$\eta_{об} = \frac{N_{вых}}{N_{вых} + \Delta N_{об}}, \quad \eta_{мех} = \frac{N_{вых} + \Delta N_{об}}{N_{вых} + \Delta N_{об} + \Delta N_{мех}} = \frac{N_i}{N_i + \Delta N_{мех}}, \text{ где}$$

$\Delta N_{об}, \Delta N_{мех}$ - объемные и механические потери в гидромашине.

Объемные потери связаны с утечками рабочей жидкости и ее сжимаемостью.

При сравнительно небольших давлениях рабочей жидкости потерями, связанными с ее сжимаемостью можно пренебречь, т.е.

$$\Delta N_{об} = \Delta N_y.$$

Мощность гидромашин при отсутствии перечисленных потерь называется индикаторной мощностью и ее выражение будет следующим $N_i = \Delta p W \omega$.

Предполагая ламинарный режим течения жидкости в зазорах, выразим величину утечек в гидромашине по закону Пуазейля $Q_{ym} = k'_y \frac{\Delta p}{\mu} \delta^3$.

Потери мощности на утечки будут равны $\Delta N_{ym} = k'_{ym} \left(\frac{\delta}{D} \right)^3 \frac{\Delta p^2}{\mu} W = k_{ym} \frac{\Delta p^2}{\mu} W$, где

$k_{ym} = k'_{ym} \left(\frac{\delta}{D} \right)^3$ - коэффициент утечек или коэффициент герметичности гидро-

машин.

Потери мощности на жидкостное трение равны [2,5]

$$\Delta N_{жс} = k'_{жс} \tau \cdot S^2 v_0 = k'_{жс} \mu \left(\frac{D\omega}{\delta} \right) D^2 (D\omega) = k_{жс} \mu \omega^2 W,$$

где $\tau = \mu \frac{dv_0}{dy} = \mu \left(\frac{D\omega}{\delta} \right)$ - напряжения сдвига, возникающие в жидкости, находя-

щейся в зазорах,

$v_0 = \omega D$ - характерная линейная скорость элементов конструкции гидромашин,

ны,

$S = D^2$ - характерная площадь элементов гидромашины.

$k_{жс} = k'_{жс} \frac{D}{\delta}$ - коэффициент потерь на жидкостное трение.

Потери мощности на сухое трение равны $\Delta N_{mp} = k_{mp} \Delta p \omega W$, где k_{mp} - коэффициент трения.

Коэффициент полезного действия насоса может быть выражен следующим образом

$$\eta = \frac{N_i - N_{ym}}{N_i + N_{жс} + N_{mp}} = \frac{1 - \frac{k_{ym}}{\lambda}}{1 + k_{mp} + k_{жс} \lambda} = \eta_{об} \eta_{мех}, \text{ где:}$$

$$\eta_{об} = 1 - \frac{k_{ym}}{\lambda} - \text{объемный КПД,}$$

$$\eta_{мех} = \frac{1}{1 + k_{mp} + k_{жс} \lambda} - \text{механический КПД.}$$

Проведем оценку коэффициентов k_{ym} , $k_{жс}$, k_{mp} . Утечки через щели можно оценить по формуле [6]

$$\frac{Q_{ym}}{Q_T} = \frac{zb}{12l} \frac{\Delta p}{\mu} \delta^3 \frac{1}{W\omega} = \frac{zb}{12l} \left(\frac{\delta}{D}\right)^3 \frac{\Delta p}{\mu\omega} = \frac{zb}{12l} \left(\frac{\delta}{D}\right)^3 \frac{1}{\lambda}.$$

Для аксиально-поршневых гидромашин, имеющих количество поршней обычно $z = 7 \dots 9 \dots 11$ и соизмеримые длину и ширину щели (для плунжера) величина $zb \approx 12l$ и, кроме того, утечки через гидростатические подшипники, превосходящие утечки по плунжерной паре, получаем $k_{ym} = (1 \dots 10) \cdot \left(\frac{\delta}{D}\right)^3 = 10^{-8} \dots 10^{-9}$.

Аналогично, можно показать, что коэффициент жидкостного трения пропорционален $k_{жс} = (10 \dots 10^2) \cdot \left(\frac{D}{\delta}\right) = 10^5 \dots 10^6$, а коэффициент трения равен $k_{mp} = 0,01 \dots 0,05$ [4].

Коэффициент изогональности (режима работы) для авиационных насосов, работающих при оборотах $\omega \approx 200 \dots 500 \text{ рад/сек}$, давлении $p_n = 21 \text{ МПа}$, температуре рабочей жидкости $t = 50^\circ\text{C}$, при которой вязкость соответствует $\mu = 10^{-2} \text{ Пз}$ равен

$$\lambda = \frac{\mu\omega}{\Delta p} \approx 10^{-7} \dots 10^{-6}.$$

На рис. 1 приведены зависимости КПД насоса от коэффициента λ .

Как видно из графика кривая полного КПД насоса имеет максимум при

$$\lambda = \lambda_{opt}, \text{ т.е. при } \lambda_{opt} = k_y \left(\sqrt{\frac{1+k_{mp}}{k_{жс}k_y}} + 1 \right) \text{ или, приблизительно, } \lambda_{opt} = \sqrt{\frac{k_y}{k_{жс}}} (1+k_{mp}).$$

Тогда

$$\eta_{max} = \frac{1 - \sqrt{\frac{k_y k_{жс}}{1+k_{mp}}}}{1+k_{mp} + \sqrt{k_{жс}k_y(1+k_{mp})}}.$$

Коэффициент режима работы является критерием кинематического подобия геометрически подобных роторных гидромашин, а также величиной, характеризующей рабочий режим данной гидромашин.

Потери, связанные со сжимаемостью рабочей жидкости при сравнительно высоких давлениях в линии нагнетания, можно представить в качестве дополнительных утечек:

$$\Delta N_{сж} = \frac{k_{ep} \Delta p^2 W \omega}{E}, \text{ где:}$$

k_{ep} - коэффициент вредного объема ($k_{ep} \cong 1.1$);

E - адиабатический модуль упругости жидкости.

Для насоса переменной подачи можно записать величину КПД в следующем виде

$$\eta = \frac{N_i - N_{ym}}{N_i + N_{жс} + N_{mp}} = \frac{\alpha - \frac{k_{ym}}{\lambda} - k_{ep} W \frac{\Delta p}{E}}{\alpha + k_{mp} + k_{жс} \lambda} = \eta_{об} \eta_{мех},$$

На рис. 2 приведена зависимость КПД от расхода насоса (аналог относительного параметра регулирования).

График показывает, что КПД насоса уменьшается по близкому к гиперболе закону с уменьшением параметра регулирования, т.е. зависит от режима потребления [2].

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

Теплоотдача насоса зависит от установочной мощности и его КПД на промежуточных углах регулирующего органа. Причем наибольший тепловой поток от насоса имеется на «нулевых» подачах. Стационарный тепловой поток устанавливается через 8...10 минут с момента включения, а необходимая для охлаждения насоса мощность составляет 6...16% от установочной.

На режиме «нулевой» подачи на некоторых насосах предусматривается прокачка рабочей жидкости через дроссели для организации теплосъема и охлаждения подшипников насоса.

В процессе работы насоса на механизм подачи и регулирующий орган действуют знакопеременные нагрузки с поршневой частотой, приводящие к деформации механизма подачи, частота и амплитуда которой влияют на объемные потери в механизме подачи и системе регулирования.

Действительные утечки в системе регулирования в 3...4 раза превосходят утечки, подсчитанные для идеального механизма подачи без его деформации. Де-

формация механизма подачи пропорциональна величине давления нагнетания, а утечки через систему регулирования пропорциональны давлению нагнетания и частоте вращения вала насоса.

Экспериментальные зависимости утечек через систему регулирования насоса от безразмерных комплексов, характеризующих режим работы насоса и статистических коэффициентов для каждого типа насоса могут быть определены экспериментально. Приведенная методика позволяет оценить применение систем разгрузки по расходу и давлению блоков питания гидравлических систем летательных аппаратов и расчеты показывают существенное уменьшение тепловыделений как в блоке питания, так и в системе до 40%, и, соответственно, сокращение массы теплообменных аппаратов.

Библиографический список

1. Матвеевко А.М. и Бекасов В.И. Системы оборудования летательных аппаратов, М., Машиностроение 2005, 560 с.

2. Меланьин А.Н. Блоки питания гидравлических систем летательных аппаратов, адаптивные к режиму потребления, Руководящий технический материал авиационной техники РТМ 1703-86, 1986, 20 с.

3. Матвеевко А.М. Методы проектирования энергосистем силового привода летательных аппаратов, М., МАИ-Принт, 2010, 308с.

4. Прокофьев В.Н. Машиностроительный гидропривод, М., Машиностроение 1978, 496 с.

5. Волков А.А. Выбор конструктивных параметров опорных поверхностей аксиально-поршневых гидромашин, М., МАИ, 1998, 48 с.